

Moteur à combustion interne et procédé d'utilisation de ce moteur.

M. RALPH MILLER résidant aux États-Unis d'Amérique.

Demandé le 31 mai 1951, à 16^h 16^m, à Paris.
Délivré le 20 janvier 1954. — Publié le 1^{er} juin 1954.

L'invention est relative aux moteurs à combustion interne fonctionnant suivant le cycle à quatre temps.

Le moteur à combustion interne conforme à la présente invention est caractérisé par des moyens qui sont asservis automatiquement aux variations des conditions de fonctionnement du moteur afin de changer le rapport volumétrique.

Suivant une autre caractéristique du moteur à combustion interne conforme à l'invention, ce dernier, qui est du type comprenant au moins : un ensemble cylindre et piston, et un dispositif pour fournir sous pression de l'air de balayage à un orifice de balayage, comporte des moyens pour refroidir cet air avant qu'il atteigne l'orifice de balayage, des moyens pour ouvrir et fermer l'orifice de balayage en un point déterminé du cycle du moteur, et des moyens pour faire varier le temps de fermeture d'un orifice d'échappement en fonction de la variation de la charge entraînée par le moteur.

La présente invention concerne en outre un nouveau cycle d'utilisation d'un moteur à combustion interne du type à allumage automatique, dans lequel on fournit au moteur de l'air pré-comprimé refroidi; ce cycle étant caractérisé par le fait qu'on fait varier le rapport volumétrique (appelé aussi taux de compression) en fonction de la variation de la charge du moteur, on comprime l'air se trouvant dans le moteur à une température suffisante pour enflammer le combustible, on injecte à l'intérieur du cylindre du combustible destiné à la combustion et, finalement, on évacue les produits de la combustion hors du cylindre, en contrôlant la température de l'air se trouvant dans le cylindre avant qu'il soit comprimé en fonction de la variation de la charge entraînée par le moteur.

C'est un fait bien connu que la puissance qui peut être fournie par les moteurs à combustion interne fonctionnant suivant le cycle à quatre temps tels qu'ils sont construits actuellement se trouve limitée par les températures auxquelles ces moteurs peuvent fonctionner sans détériorer

les matériaux dont ils sont construits. Dans la plupart des moteurs, les cylindres contiennent à pleine charge, beaucoup plus d'air qu'il en est nécessaire pour obtenir la combustion complète du combustible, mais si on admettait dans les cylindres une quantité de combustible suffisante pour utiliser complètement l'air disponible à la combustion du combustible, les températures réalisées dans les cylindres seraient si élevées qu'elles détruiraient les moteurs.

Les principes de la présente invention s'appliquent également à un moteur fonctionnant suivant le cycle à deux temps.

Dans un moteur à deux temps, où chaque course descendante du piston est une course motrice et chaque course ascendante du piston est une course de compression, on doit prévoir des moyens spéciaux pour balayer le cylindre à la fin de la course motrice et au commencement de la course de compression: c'est pourquoi, d'ordinaire, dans un moteur à deux temps des moyens sont prévus pour comprimer l'air à une pression effective de, par exemple, 0,215 hnz environ, ce air étant admis au cylindre à la fin de la course motrice quand les orifices d'échappement sont ouverts, en vue d'expulser les produits résiduels de la combustion et de fournir aux cylindres une charge nouvelle d'air pour assurer la combustion au cours de la course suivante.

En pratique réelle, on peut obtenir ce résultat en ménageant un groupe d'orifices d'échappement et d'orifices de balayage dans les parois du cylindre sur des côtés opposés par rapport à l'axe de ce dernier et dans une position voisine du point mort bas du piston, de sorte que lorsque le piston s'approche de l'extrémité inférieure de sa course, les orifices s'ouvrent de telle manière que les gaz d'échappement sortent sur un côté, tandis que l'air de balayage pénètre sur l'autre côté du cylindre, monte le long de la paroi de ce dernier, traverse le fond de cylindre et redescend de l'autre côté pour se diriger vers l'échappement. Aussitôt que le piston se déplace vers le haut pour fermer les orifices, l'échappement

ment et le balayage prennent fin et la phase de compression commence.

Dans un autre mode de réalisation, les orifices de balayage sont disposés autour du cylindre de manière à être découverts par le piston vers la fin de la course motrice, et des soupapes d'échappement sont prévues dans le fond de cylindre, ces dernières s'ouvrant vers la fin de la course motrice pour permettre au produit de la combustion de s'échapper, après quoi les orifices de balayage sont ouverts pour permettre au piston de faire pénétrer l'air de balayage dans le cylindre, la pression régnant dans ce dernier étant tombée au-dessous de la pression de balayage par suite de l'échappement des gaz par les orifices d'échappement. Avant que le piston se soit déplacé vers le haut pour recouvrir les orifices de balayage, les soupapes d'échappement sont fermées et, aussitôt que le piston se déplace vers le haut pour couvrir les orifices de balayage, la phase de compression commence. Ainsi, dans chaque cas, ce qu'on appelle couramment taux de compression est le rapport volumétrique, c'est-à-dire le rapport entre, d'une part, le volume total du cylindre limité à sa partie supérieure par le fond de cylindre et à sa partie inférieure par le piston lorsque les orifices de balayage viennent d'être fermés, et, d'autre part, le volume de l'espace mort restant libre entre le fond de cylindre et le piston à la fin de la course de compression et, dans le moteur de type classique, la phase de compression commence toujours dès la fermeture des orifices de balayage et se continue jusqu'à ce que le piston atteigne l'extrémité supérieure de sa course.

Si, dans ces conditions, on élève la pression de l'air de balayage au-dessus de la valeur usuelle de 0.215 kpz environ pour atteindre une pression plus élevée, le même cycle se reproduit, mais la température et la pression régnant à la fin de la course de compression s'élèvent très rapidement et atteignent bientôt des valeurs que le moteur ne peut pas supporter. Il est exact qu'une augmentation de la pression de compression accroît la puissance du moteur, mais cette propriété est limitée par la possibilité du moteur et, en particulier, des segments de piston, du piston et des soupapes, de résister aux températures et aux pressions excessives.

Si on élève la pression de l'air de balayage et qu'on refroidisse cet air avant qu'il atteigne le moteur, de telle sorte que la température au commencement de la course de compression se trouve abaissée, il est possible d'obtenir à la fin de la course de compression une pression et une température plus basses, mais, malheureusement, dans de nombreuses circonstances pour lesquelles l'air ambiant se trouve à une température élevée

et l'eau de refroidissement à une température relativement élevée, cet effet de refroidissement réciproque ne suffit pas pour abaisser suffisamment la température à la fin de la course de compression si l'on conserve les relations volume-pression classiques.

C'est pourquoi, conformément à la présente invention, on élève la pression de balayage et on refroidit l'air envoyé sous pression avant qu'il atteigne le moteur, tout en réduisant le rapport volumétrique.

L'invention est illustrée de façon plus ou moins schématique sur les dessins annexés, dans lesquels :

La fig. 1 est une vue en coupe partielle d'un moteur fonctionnant suivant le cycle à quatre temps du type Diesel ou à injection de combustible, auquel les perfectionnements objet de la présente invention peuvent être appliqués :

La fig. 2 est un schéma montrant le calage des soupapes dans un moteur perfectionné conformément à la présente invention ;

La fig. 3 est une partie d'un diagramme pression-volume montrant le fonctionnement d'un moteur perfectionné conformément à la présente invention ;

La fig. 4 est une vue analogue à la fig. 1, mais représentant un moteur fonctionnant suivant le cycle à quatre temps auquel les perfectionnements conformes à la présente invention peuvent être appliqués ;

Les fig. 5 et 6 montrent schématiquement le calage des soupapes réalisé conformément à la présente invention pour des cycles avec et sans balayage respectivement ;

La fig. 7 est un diagramme pressions-volumes correspondant au cycle avec balayage relatif au schéma de calage des soupapes représenté sur la fig. 5 ;

La fig. 8 est un diagramme pressions-volumes montrant comment on peut augmenter la puissance d'un moteur fonctionnant conformément à la présente invention, par rapport aux moteurs actuels ;

La fig. 9 est un diagramme températures-volumes montrant les températures comparées régnant dans le moteur fonctionnant conformément à l'invention et dans les moteurs de type actuels ;

La fig. 10 est une coupe partielle schématique d'une variante d'appareil utilisé pour la mise en œuvre de l'invention ;

La fig. 11 est un graphique représentant les relations existant entre les pressions et les températures dans la variante représentée sur la fig. 10 ;

La fig. 12 est un graphique montrant l'allure

de la courbe de compression de la variante représentée sur la fig. 10;

La fig. 13 est une coupe verticale d'un moteur perfectionné conformément à l'invention;

La fig. 14 est une coupe d'un autre mode de réalisation du dispositif;

La fig. 15 représente schématiquement les diverses étapes du fonctionnement d'un moteur conforme à l'invention lorsque ce dernier fonctionne à vide;

La fig. 16 représente schématiquement le fonctionnement de ce moteur à pleine charge;

La fig. 17 est un schéma montrant le fonctionnement du moteur conforme à l'invention lorsque le balayage s'y fait par brassage;

La fig. 18 est un diagramme de compression;

La fig. 19 montre un mécanisme de commande de soupapes pour les soupapes d'échappement 105;

La fig. 20 est une vue en plan de la fig. 19;

Et la fig. 21 représente schématiquement le déplacement de la soupape.

Sur la fig. 1 est représenté un cylindre typique d'un moteur fonctionnant à quatre temps, du type Diesel, auquel peuvent être appliqués les perfectionnements objet de la présente invention. Dans le cylindre de moteur 10 représenté sur cette figure, un piston 11 se déplace d'un mouvement alternatif. Dans le fond de cylindre 12 sont disposées de la manière usuelle une soupape d'admission 14 et une soupape d'échappement 15. Ces soupapes peuvent être commandées de toute manière convenable, par exemple par des mécanismes à cames, non représentés, pour établir et pour interrompre la communication avec le cylindre et l'orifice d'admission 16 et l'orifice d'échappement 17, respectivement. Les soupapes 14 et 15 peuvent être maintenues en position fermée par les ressorts usuels ou d'autres moyens, non représentés. L'orifice d'admission 16 est relié à une canalisation qui peut être alimentée en air au moyen d'un compresseur ou pompe 19 de type quelconque convenable, l'air passant de la pompe à la canalisation traversant de préférence un refroidisseur d'air 20.

Dans l'emploi du moteur décrit ici, on préfère assurer la compression au moyen d'un ventilateur ou pompe 19, bien qu'on n'ait pas l'intention de limiter la présente invention à l'utilisation d'un compresseur. De préférence, toutefois, on comprime l'air à une pression sensiblement supérieure à celle employée ordinairement dans les moteurs de ce type. L'élévation de la pression de l'air provoque une augmentation correspondante de la température de l'air, et, si l'on fait fonctionner le moteur avec une pression d'admission supérieure à celle utilisée ordinairement,

l'air débité par la pompe 19 se trouve à une température bien supérieure à celle de l'air comprimé aux pressions fournies ordinairement par le compresseur, disposition qui permet à son tour de retirer une quantité considérable de chaleur de l'air utilisé pour la compression. Par exemple, sur des locomotives où on utilise l'atmosphère extérieure pour refroidir l'air du compresseur, la température extérieure permet d'enlever une quantité considérable de chaleur s'il existe une différence suffisante de température entre l'atmosphère et l'air comprimé fourni par le compresseur. Les avantages résultant d'une compression effectuée à des pressions plus élevées que celles employées ordinairement seront expliqués ci-après de façon plus détaillée.

Conformément à l'invention, après la course d'échappement, on ouvre la soupape d'admission pour admettre de l'air dans le cylindre. Ordinairement, la soupape d'admission reste ouverte sensiblement pendant toute la course d'admission du moteur, alors que, conformément à l'invention, la soupape d'admission se ferme avant que le piston atteigne la position correspondant au point mort inférieur de la course d'admission. En conséquence, après que la soupape d'admission est fermée, la charge contenue dans le cylindre se détend, ce qui diminue la pression et la température de cette charge. Il en résulte qu'au commencement de la course de compression, l'air se trouve à une pression et à une température plus basses que pendant la première partie de la course d'admission. Le diagramme de calage des soupapes représenté sur la fig. 2 montre que la soupape d'admission est fermée en *c* et, par conséquent, entre *c* et *a*, la charge contenue dans le cylindre se détend et se refroidit. De *e* à *f*, on comprime la charge contenue dans le cylindre par suite de la course ascendante du piston et l'allumage a lieu en un point situé au voisinage de l'extrémité de la course de compression. Les gaz brûlés chassent alors le piston vers le bas au cours de la course motrice et la soupape d'échappement s'ouvre approximativement en *d* et reste ouverte de *d* à *b* comme indiqué par l'arc *s*. La soupape d'admission s'ouvre en *a* et le balayage a lieu de *a* à *b*. Ensuite la soupape d'échappement se ferme en *b*. La soupape d'admission reste ouverte jusqu'en *c* et le cycle se répète. L'arc *t* indique la partie du cycle dans laquelle la soupape d'admission 14 reste ouverte.

Si l'on considère d'abord la course motrice du moteur, la pression des gaz qui règne dans le cylindre tombe suivant la ligne *a* (fig. 3) au cours de la course descendante du piston du moteur. Avant d'atteindre le point mort bas *e*, la soupape d'échappement 15 s'ouvre en *d*

de la courbe de compression de la variante représentée sur la fig. 10;

La fig. 13 est une coupe verticale d'un moteur perfectionné conformément à l'invention;

La fig. 14 est une coupe d'un autre mode de réalisation du dispositif;

La fig. 15 représente schématiquement les diverses étapes du fonctionnement d'un moteur conforme à l'invention lorsque ce dernier fonctionne à vide;

La fig. 16 représente schématiquement le fonctionnement de ce moteur à pleine charge;

La fig. 17 est un schéma montrant le fonctionnement du moteur conforme à l'invention lorsque le balayage s'y fait par brassage;

La fig. 18 est un diagramme de compression;

La fig. 19 montre un mécanisme de commande de soupapes pour les soupapes d'échappement 105;

La fig. 20 est une vue en plan de la fig. 19;

Et la fig. 21 représente schématiquement le déplacement de la soupape.

Sur la fig. 1 est représenté un cylindre typique d'un moteur fonctionnant à quatre temps, du type Diesel, auquel peuvent être appliqués les perfectionnements objet de la présente invention. Dans le cylindre de moteur 10 représenté sur cette figure, un piston 11 se déplace d'un mouvement alternatif. Dans le fond de cylindre 12 sont disposées de la manière usuelle une soupape d'admission 14 et une soupape d'échappement 15. Ces soupapes peuvent être commandées de toute manière convenable, par exemple par des mécanismes à cames, non représentés, pour établir et pour interrompre la communication avec le cylindre et l'orifice d'admission 16 et l'orifice d'échappement 17, respectivement. Les soupapes 14 et 15 peuvent être maintenues en position fermée par les ressorts usuels ou d'autres moyens, non représentés. L'orifice d'admission 16 est relié à une canalisation qui peut être alimentée en air au moyen d'un compresseur ou pompe 19 de type quelconque convenable, l'air passant de la pompe à la canalisation traversant de préférence un refroidisseur d'air 20.

Dans l'emploi du moteur décrit ici, on préfère assurer la compression au moyen d'un ventilateur ou pompe 19, bien qu'on n'ait pas l'intention de limiter la présente invention à l'utilisation d'un compresseur. De préférence, toutefois, on comprime l'air à une pression sensiblement supérieure à celle employée ordinairement dans les moteurs de ce type. L'élévation de la pression de l'air provoque une augmentation correspondante de la température de l'air, et, si l'on fait fonctionner le moteur avec une pression d'admission supérieure à celle utilisée ordinairement,

l'air débité par la pompe 19 se trouve à une température bien supérieure à celle de l'air comprimé aux pressions fournies ordinairement par le compresseur, disposition qui permet à son tour de retirer une quantité considérable de chaleur de l'air utilisé pour la compression. Par exemple, sur des locomotives où on utilise l'atmosphère extérieure pour refroidir l'air du compresseur, la température extérieure permet d'enlever une quantité considérable de chaleur s'il existe une différence suffisante de température entre l'atmosphère et l'air comprimé fourni par le compresseur. Les avantages résultant d'une compression effectuée à des pressions plus élevées que celles employées ordinairement seront expliqués ci-après de façon plus détaillée.

Conformément à l'invention, après la course d'échappement, on ouvre la soupape d'admission pour admettre de l'air dans le cylindre. Ordinairement, la soupape d'admission reste ouverte sensiblement pendant toute la course d'admission du moteur, alors que, conformément à l'invention, la soupape d'admission se ferme avant que le piston atteigne la position correspondant au point mort inférieur de la course d'admission. En conséquence, après que la soupape d'admission est fermée, la charge contenue dans le cylindre se détend, ce qui diminue la pression et la température de cette charge. Il en résulte qu'au commencement de la course de compression, l'air se trouve à une pression et à une température plus basses que pendant la première partie de la course d'admission. Le diagramme de calage des soupapes représenté sur la fig. 2 montre que la soupape d'admission est fermée en *c* et, par conséquent, entre *c* et *a*, la charge contenue dans le cylindre se détend et se refroidit. De *c* à *f*, on comprime la charge contenue dans le cylindre par suite de la course ascendante du piston et l'allumage a lieu en un point situé au voisinage de l'extrémité de la course de compression. Les gaz brûlés chassent alors le piston vers le bas au cours de la course motrice et la soupape d'échappement s'ouvre approximativement en *d* et reste ouverte de *d* à *b* comme indiqué par l'arc *s*. La soupape d'admission s'ouvre en *a* et le balayage a lieu de *a* à *b*. Ensuite la soupape d'échappement se ferme en *h*, la soupape d'admission reste ouverte jusqu'en *c* et le cycle se répète. L'arc *t* indique la partie du cycle dans laquelle la soupape d'admission 14 reste ouverte.

Si l'on considère d'abord la course motrice du moteur, la pression des gaz qui règne dans le cylindre tombe suivant la ligne *a* (fig. 3) au cours de la course descendante du piston du moteur. Avant d'atteindre le point mort bas *e*, la soupape d'échappement 15 s'ouvre en *d*

(fig. 2), ce qui provoque une chute de pression de la courbe g (fig. 3) jusqu'à la ligne P_0 qui correspond à la contre-pression régnant dans la canalisation d'échappement. Au cours de la course ascendante du piston, les gaz d'échappement sont expulsés par la soupape d'échappement et, au point a (fig. 3), la soupape d'admission s'ouvre et, de a à b (fig. 2 et 3), les soupapes d'admission 14 et d'échappement 15 se trouvent toutes deux ouvertes en même temps. Cette période est celle de balayage pendant laquelle l'air envoyé sous pression du compresseur ou ventilateur 19 s'écoule dans le cylindre au-dessus du piston et chasse, par la soupape d'échappement 15, les gaz d'échappement qui restent dans l'espace mort. Au point b (fig. 2 et 3), la soupape d'échappement se ferme alors que la soupape d'admission reste ouverte, de sorte que l'air venant de la pompe ou compresseur 19 élève rapidement la pression régnant dans le cylindre jusqu'à la pression P_2 , qui est la pression maintenue dans le collecteur 18.

La course descendante du piston de b en c (fig. 2) est également une course motrice, puisque la pression P_2 est supérieure à la pression qui s'exerce sur la face inférieure du piston 11. Au point c , lorsqu'on approche de la fin de la course d'admission, la soupape d'admission 14 se ferme pour interrompre l'alimentation en air en provenance du collecteur 18, et cela pendant tout le reste de la course du piston, l'air se trouvant dans le cylindre se détendant polytropiquement de c à e pour passer de la pression P_2 à la pression P_1 . Lorsque le piston se déplace vers le haut au cours de la course suivante, de e à f (fig. 2), la charge d'air se trouve comprimée suivant la ligne de pression h (fig. 3). L'extrémité supérieure du diagramme pressions-volumes n'est pas représentée sur la fig. 3. La combustion a lieu à la fin de la course de compression et la pression descend au cours de la course motrice suivante, comme l'indique la ligne de pression g (fig. 3).

Bien que le fait de fermer la soupape d'admission avant l'achèvement de la course d'admission constitue le mode d'application préféré de la présente invention à un moteur, tout autre moyen permettant de détendre ou d'abaisser la pression régnant dans la charge contenue dans les cylindres du moteur peut être utilisé avec succès.

Par exemple, la soupape d'échappement ou la soupape d'admission peut être ouverte pendant une courte période au cours de la course de compression, ou bien l'on peut prévoir une autre soupape qui peut être ouverte assez longtemps pour produire la réduction désirée de la pression régnant dans le cylindre.

Au cours de chaque cycle, les gaz qui se trouvent dans le cylindre d'un moteur traversent un domaine de températures très étendu. La température la plus basse est atteinte au commencement de la course de compression ou pendant la course d'admission. Elle peut être de l'ordre de 93 °C environ. Au cours de la course de compression, cette température s'accroît progressivement pour atteindre la température finale.

$$T_2 = T_1 \times (V_1/V_2)^{\alpha-1}$$

formule dans laquelle T_1 est la température de la charge contenue dans le cylindre au commencement de la course de compression, V_2 est le volume de l'espace mort au fond de cylindre, V_1 la somme de la cylindrée augmentée du volume V_2 et α le coefficient polytropique. La température maximum de la combustion est fonction du combustible brûlé par masse unitaire d'air et, par conséquent, croît comme la pression effective moyenne. Dans le diagramme théorique, qui ne considère pas que la combustion puisse se prolonger au-delà de la durée prévue, la température régnant pendant la course de détente suit une courbe correspondant à une détente polytropique, et la température moyenne régnant au cours de cette course augmente avec la température finale de combustion, qui est également la température initiale de la période de détente.

On peut démontrer que les températures régnant au cours des phases de compression, de combustion et de détente du cycle pour n'importe quelle charge et n'importe quel rendement de cycle donnés sont intégralement fonction de la température initiale de compression. Ainsi donc, si l'on abaisse la température initiale de compression, toutes les températures du cycle se trouvent abaissées.

Il en résulte qu'un moteur donné, conçu pour résister à une certaine température maximum de combustion, fournira, à ces mêmes températures, une pression effective moyenne plus élevée que si l'on abaisse la température de compression.

C'est un fait bien connu que, lorsqu'on comprime de l'air adiabaticquement, sa température s'élève, l'élévation de température étant fonction du rapport volumétrique et du coefficient polytropique de l'air. Ainsi, lorsque le compresseur fournit au moteur de l'air sous une pression effective d'environ 0.357 hpz, la température de l'air à la sortie du compresseur, qui est également le côté admission du moteur, se trouve augmentée d'environ 36 °C au-dessus de la température d'admission dans le compresseur. La charge d'air admise dans le cylindre du moteur est par conséquent à une température de 36 °C plus élevée que la charge d'air admise dans un mo-

leur sans compresseur; si l'on admet que la température ambiante est d'environ 21 °C, la température de l'air admis est d'environ 36 °C + 21 °C, soit 57 °C environ. Pour une pression effective moyenne normale mesurée au frein, avec et sans compresseur, toute augmentation d'un degré de la température de l'air d'admission augmente la température moyenne du cycle d'environ un degré. Ainsi, alors qu'une augmentation de la pression d'air dans le collecteur d'admission permet d'augmenter la pression effective moyenne approximativement dans le même rapport que la pression absolue régnant dans le collecteur pour la même température moyenne du cycle, et par conséquent le même bilan thermique pour le moteur que dans le cas d'un moteur sans compresseur, l'augmentation de la température régnant dans le collecteur par suite de la compression de l'air a, comme il a été expliqué, l'effet opposé et la pression effective moyenne est inversement proportionnelle à la température régnant dans le collecteur d'admission pour une température moyenne du cycle constante.

Le rendement par unité de volume d'un moteur surcomprimé peut, par conséquent, être considérablement augmenté si l'on refroidit l'air fourni par le compresseur entre ce dernier et la soupape d'admission du moteur. Lorsqu'on dispose d'eau froide, on peut facilement réaliser ce refroidissement en faisant passer l'air par un échangeur de température classique à tubes d'air et eau.

Si la température de la charge d'air au point c, lorsque la soupape d'admission se ferme, est égale à T_1 , la température, à la fin de la course, lorsque la pression est égale à P_1 , est alors :

$$T_1 = T_2 \times (P_1/P_2)^{\frac{k-1}{k}}$$

dans laquelle k est le coefficient polytropique.

La pression effective de surcompression à la fin de la détente qui va de c à e est égale à P_1 , qui est la pression de compression initiale.

Si le moteur avait été surcomprimé à la pression P_1 de la manière usuelle en réalisant cette pression dans le collecteur 16, la température T_1 , au commencement de la phase de compression, aurait été :

$$T_1 = T_{atm} \times (P_1/P_{atm})^{\frac{k-1}{k}}$$

les valeurs T_{atm} et P_{atm} étant respectivement les température et pression atmosphériques. Cette température est trop basse aux pressions normalement utilisées pour permettre un refroidissement effectif entre le compresseur et le collec-

teur. Par exemple, si la pression à la sortie du compresseur est d'environ 0,357 hpz, la température serait d'environ 68,3 °C (pour une température atmosphérique d'environ 32,2 °C) et, dans la plupart des cas, on pourrait difficilement refroidir au-dessous de 51,7 °C environ, c'est-à-dire de réaliser un abaissement d'environ 17 °C.

Conformément à la présente invention, on élève la pression régnant dans le collecteur jusqu'à une valeur supérieure à la pression finale de surcompression P_1 . De cette manière, l'air se trouve chauffé à une température plus élevée dans le compresseur et la marge de refroidissement est ainsi plus étendue.

Par exemple, la pression effective à la sortie du ventilateur peut être d'environ 1,291 hpz; ce qui donnerait une température d'environ 135 °C. On peut facilement abaisser la température de cet air à environ 52 °C. La détente, qui fait passer la pression effective de 1,291 hpz environ, au point c, à une pression de 0,359 hpz environ, au point e, donne, à la fin de la détente une température d'environ 25,6 °C.

Dans cet exemple, la température T_1 correspondant à la pression P_1 au commencement de la course des compressions s'est trouvée abaissée de 68 °C environ à 26 ou 25 °C environ en refroidissant le collecteur pour ramener seulement sa température à environ 52 °C. On peut démontrer que la température correspondant à la pression P_1 se trouve abaissée d'un certain nombre de °C donné par la formule :

$$tc \times (1 - P_1/P_2)^{0,283}$$

formule dans laquelle tc est la température régnant dans le cylindre au commencement de la détente, au point c (fig. 3); P_2 la pression au point e; et P_1 une pression qui varie de 8,251 hpz environ — valeur normale en cas d'absence de refroidissement — à 10,045 hpz environ, pression effective moyenne calculée d'après l'essai au frein, sans augmenter la fuite des calories vers les chemises d'eau. Ces valeurs ne tiennent pas compte du travail effectué pendant la course d'admission.

Le cycle pour moteur à combustion interne proposé conformément à la présente invention constitue bien une nouveauté puisque la course d'admission devient une course motrice et une course de détente. On peut élever la pression régnant dans le collecteur jusqu'à toute valeur désirée quelconque et on peut choisir toute valeur désirée quelconque pour le rapport de détente P_1/P_2 , en réglant le point de fermeture de la soupape d'admission.

Par exemple, on peut admettre de l'air à 7,175 hpz environ qu'on refroidit à 176,7 °C

avant son entrée dans le collecteur. Si l'on désire faire fonctionner le moteur sous une pression effective de 0,359 hpz environ à la sortie du compresseur, la fermeture de la soupape d'admission doit se produire à environ 60° après le point mort haut. La détente qui fait passer la pression de P_2 à P_1 correspond alors à une chute de la pression effective de 8,251 hpz environ à 1,412 hpz environ et la température finale correspondant à la pression P_1 au commencement de la course de compression serait d'environ 283 °C abs. (10 °C).

Ce cycle à haute pression augmenterait la puissance fournie par le moteur, pourvu que la pression de 7,175 hpz environ soit fournie par une source extérieure au moteur. Ce cycle à haute pression présente en outre l'avantage que le refroidissement de l'air a lieu à température élevée, ce qui permet de réduire la dimension du réfrigérateur d'air. Avec une pression d'admission de 7,175 hpz environ, la course d'admission produit une pression effective moyenne d'environ 4,66 hpz. Si, par refroidissement, l'on abaisse la température de compression initiale jusqu'à 10 °C, on peut réaliser une pression effective moyenne de 11,472 hpz environ pour la course motrice. On voit ainsi qu'un moteur à quatre temps utilisant les dispositions conformes à la présente invention peut supporter une charge équivalant à une pression effective calculée d'après un essai au frein d'environ 16,132 hpz sans dépasser la tension thermique imposée à un moteur fonctionnant sans compresseur sous une pression effective moyenne calculée d'après un essai au frein d'environ 5,378 hpz.

Dans le moteur perfectionné conforme à la présente invention, si, par exemple, on l'alimente à l'aide d'un compresseur fournissant une pression de 0,359 hpz, au commencement de la course de compression et par suite de la détente de la charge pendant la course d'admission, la pression de balayage est supérieure à cette pression d'une quantité telle que le balayage peut s'effectuer efficacement contre la contre-pression moyenne d'échappement existant dans une canalisation d'échappement dans laquelle débouche l'échappement de tous les cylindres d'un moteur polycylindrique.

Suivant une caractéristique propre aux compresseurs entraînés par une turbine à gaz, plus la pression est élevée, plus grande est la différence existant entre la pression à la sortie du compresseur et la pression des gaz admis à la turbine, pression qui est égale à la contre-pression d'échappement. Ainsi, quand la pression effective à la sortie du compresseur est de 0,358 hpz environ, la contre-pression effective d'échappement peut être de 0,251 hpz environ.

Avec le même rendement de turbo-compresseur, la contre-pression effective d'échappement sera de 9,97 hpz environ, quand on augmente la pression à la sortie du compresseur jusqu'à la valeur de 1,326 hpz environ. La différence entre les pressions régnant dans le collecteur d'air et dans le collecteur d'échappement, respectivement, a augmenté de 0,107 à 0,330 hpz environ.

Au fur et à mesure que la charge diminue, on diminue la quantité de combustible injecté, et la température à l'échappement tombe, ce qui entraîne une diminution de la vitesse de la turbine, et la pression à la sortie du compresseur suit la courbe de pression d'air à l'admission dans le collecteur (fig. 12). Lorsque la pression tombe de cette manière, la température de l'air diminue également. Si elle est, par exemple, de 137,8 °C environ à pleine charge quand la pression est de 1,290 hpz environ, cette température n'est que de 82,2 °C environ à demi-charge quand la pression est de 0,573 hpz environ. Ainsi, si l'échangeur de température assurant le refroidissement est réglé pour la pleine charge, la température de compression est trop basse quand la charge se trouve réduite.

C'est pourquoi, conformément à la présente invention, des moyens sont prévus pour contrôler automatiquement le refroidissement en réduisant la diminution de pression par détente dans le cylindre au cours de la course d'admission en fonction de la variation de la charge.

Par exemple, comme représenté sur la fig. 12, la soupape d'admission se ferme à 42° avant le point mort bas, ce qui amène une détente de 1,290 hpz environ à 0,574 hpz environ, la chute de température en résultant étant de 33,3 °C environ. La fermeture de la soupape d'admission est retardée progressivement et automatiquement jusqu'à la position correspondant approximativement à la demi-charge et, pour toutes les charges inférieures, le cylindre se remplit complètement d'air et le moteur fonctionne sans baisse de pression par détente ou de température.

Bien qu'on préfère utiliser cette méthode consistant à contrôler et à faire varier le refroidissement de la détente interne, on peut également contrôler la marche du moteur conforme à la présente invention en faisant varier automatiquement le taux de compression ou rapport volumétrique en fonction de la charge. On arrive à ce résultat en maintenant ouverte la soupape d'admission pendant toute la course d'admission et pendant une partie de la course de compression suivante. Ensuite, pendant la même course, la soupape d'admission se ferme automatiquement, la charge et la pression d'air dans le collecteur s'élevant simultanément

A pleine charge, la pression effective de l'air du compresseur peut être de 1,290 hpz environ, comme dans l'exemple précédent. L'air qui remplit le cylindre se trouve à cette pression et lorsque le piston commence sa course ascendante, la soupape d'admission ou la soupape d'échappement, ou autres orifices contrôlés par soupape, restent ouverts, ce qui permet d'expulser une partie de la charge se trouvant dans le cylindre. En un certain point de la course ascendante, toutes les soupapes du cylindre se ferment et la phase de compression commence. Ceci peut, par exemple, avoir lieu en un point où le rapport volumétrique est réduit à 10.

La pression de compression est alors de 50,19 hpz environ et la température d'environ 784 °C abs. Cette pression et cette température sont les mêmes qu'on obtient quand la soupape d'admission se ferme avant le point mort bas de manière à détendre l'air d'une pression de 1,290 hpz environ à une pression de 0,574 hpz environ, lorsque la compression commence au point mort bas.

Au fur et à mesure que la charge est réduite et que la pression de l'air sortant du compresseur diminue, la soupape d'admission est obligée de se fermer plus tôt, ce qui fait que le taux de compression ou rapport volumétrique augmente au fur et à mesure que la pression de l'air venant du compresseur diminue. Il s'ensuit donc que, dans un domaine étendu de charges, le taux de compression combiné de l'ensemble compresseur et moteur est sensiblement constant, de sorte que la pression et la température de l'air se trouvant dans le cylindre à la fin de la course de compression restent également inchangées pour un domaine étendu de charges.

Les directions suivant lesquelles s'exerce la pression de l'air admis dans le cylindre pendant les courses d'admission et de compression se trouvent représentées sur la fig. 12. Dans cet exemple, le compresseur fournit au cylindre de l'air sous une pression de 1,290 hpz environ. Quand la soupape d'admission est réglée pour se fermer avant le point mort bas, la pression s'exerce suivant le trajet ABCDI. La phase de compression commence lorsque la pression atteint le point C, et cette pression atteint la valeur I à la fin de la course. Quand on réduit la charge et que la pression tombe, par exemple à 1,362 hpz environ, la pression s'exerce dans le sens GCDI. La phase de compression commence au même point qu'à pleine charge et la pression de compression atteint le point I comme précédemment. Lorsque la soupape d'admission est réglée pour se fermer en divers points situés après le point mort bas de manière à régler le rapport volumétrique en raison de la charge im-

posée au moteur, la pression s'exerce suivant le trajet AEFDI. Une partie de gaz admis se trouve reportée de E à F, de telle sorte que la pression I, qu'on désire obtenir pour la compression, est atteinte.

Lorsque la charge est réduite et que la pression tombe, par exemple à 0,717 hpz environ, la pression s'exerce suivant le trajet GHDI, la pression I qu'on désire obtenir pour la compression étant atteinte en reportant une petite quantité des gaz admis en fermant plus tôt la soupape d'admission au cours de la course ascendante.

Pour toutes les charges imposées au moteur, lorsque la pression régnant dans le collecteur d'air est plus grande que la pression en C, les pression et température de compression sont sensiblement constantes. Il en résulte un rendement thermique élevé et une accélération rapide du moteur sans production de fumées.

Dans la variante de moteur représentée sur la fig. 10, la soupape d'échappement 15 permet aux produits de la combustion de traverser le conduit 17, le collecteur 50, le conduit 51 et, par le rotor 52, de la turbine fonctionnant sur les gaz d'échappement, l'orifice d'échappement 53. Le rotor de turbine 52 entraîne l'arbre 54 qui, à son tour, entraîne le rotor 55 du compresseur, amenant de l'air dans le moteur, suivant la direction des flèches, faisant passer cet air à l'intérieur de l'enveloppe du compresseur ou ventilateur 57 et, de là, par le collecteur 58, au conduit d'admission 16 dont la soupape d'admission 14 peut être ouverte ou fermée dans des conditions qui seront décrites ci-après.

La soupape d'admission 14, comportant un ressort 59, une tige-poussoir réglable 60, un levier culbuteur 61, une tige de commande de culbuteur 62 et un galet suiveur de came 63, est actionnée par la came 64 montée sur l'arbre à cames 65 entraîné par le vilebrequin par l'intermédiaire d'un organe de liaison approprié quelconque. Dans ce cas, c'est sur le calage de la soupape d'admission que s'exerce la commande automatique qui modifie le degré de refroidissement appliqué pour modifier la détente interne provoquée dans le moteur afin de contrôler les caractéristiques de la phase d'admission. On modifie le calage de la soupape d'admission par un déplacement angulaire suivant l'angle A-C du galet suiveur 63 par rapport à l'axe de l'arbre 65.

Le mécanisme permettant d'obtenir ce résultat dépend, dans l'exemple choisi, de la pression de l'air fourni par le turbo-ventilateur qui dépend à son tour de la température d'échappement, celle-ci dépendant elle-même de la charge appliquée au moteur. Le conduit 66 réunit l'enve-

loppe 57 du ventilateur au cylindre 67. Dans le cylindre 67 se trouve un piston 68 sollicité vers le haut par le ressort 69. Un tampon 70, placé dans le cylindre, limite la course ascendante du piston 68. Un manchon 72 guide la tige de piston 71. C'est la pression atmosphérique qui s'exerce sur la face inférieure du piston 68. L'axe de pivotement situé à l'extrémité inférieure de la tige de piston 71 coopère avec une rainure 74 pratiquée dans le levier coudé 75. Le levier 75 pivote en 76 sur l'élément de liaison 77 qui, à son tour, pivote sur une tige de commande des soupapes 78 portant des soupapes de piston équilibrées 79 et 80 logées dans le boîtier cylindrique de soupapes 81. Les tuyaux 82 font communiquer les extrémités supérieure et inférieure du boîtier de soupapes avec l'atmosphère. La tige de commande des soupapes 78 traverse dans ses déplacements un presse-étoupe 83. Le tuyau 84 est relié au système de graissage du moteur et il est soumis à la pression régnant dans ce système de graissage. Il aboutit au boîtier cylindrique 81. Un tuyau 85 contrôlé par la face de la soupape 80 met en communication le cylindre 81 avec l'extrémité supérieure du cylindre 86 dans la région située au-dessus du piston 87 logé dans ce cylindre. Le tuyau 88 contrôlé par la face de la soupape 79 met en communication le cylindre des soupapes 81 avec le cylindre moteur 86 dans la région située au-dessous du piston 87. Le piston 87 porte une tige de piston 89 pivotant en 90 sur le levier 75. En outre, la tige 89 porte une crémaillère 91 en prise avec un engrenage 92 portant un excentrique 93 monté sur un arbre 94, de sorte que le déplacement longitudinal de la crémaillère 91 peut provoquer la rotation de l'engrenage 92 et faire ainsi tourner l'excentrique 93 dans la fourche 95, l'extrémité extérieure de cette fourche pivotant en 96 sur l'axe de pivotement du galet suiveur 63.

Si l'on prend les pièces dans la position qu'elles occupent sur la fig. 10, au fur et à mesure que la charge imposée au moteur augmente, la vitesse de la turbine augmente également ainsi que la pression de l'air dans l'enveloppe 57, surmontant ainsi la résistance opposée par le ressort 69 et obligeant le piston 68 à descendre. Cela a pour résultat d'obliger les soupapes 79 et 80 à se déplacer vers le bas, reliant ainsi l'extrémité supérieure du cylindre 86 avec l'atmosphère, en soumettant l'extrémité inférieure du cylindre et le piston 87 à la pression de l'huile de graissage. Cela a pour résultat de faire monter le piston 87, de faire tourner l'engrenage 92 pour déplacer le galet suiveur 63 vers la position A, modifiant ainsi l'angle d'avance de la came d'admission pour faire

avancer le moment de fermeture de la soupape d'admission en fonction de l'augmentation de la pression d'air au fur et à mesure de l'augmentation de la charge. Bien entendu, par suite du mouvement descendant du piston 87, le levier 75 retourne en position neutre, fermant les soupapes 79 et 80 ainsi que les conduits 88 et 85, et l'appareil se trouve verrouillé et maintenu en position appropriée, jusqu'à ce qu'il se produise une modification dans la pression de l'air.

Lorsque la charge diminue, le déplacement se produit dans le sens opposé et le galet 63 revient en arrière vers la position C, de manière à retarder le moment de fermeture de la soupape d'admission, compensant ainsi à nouveau la réduction de pression, de sorte que la température et la pression au début de la course de compression reviennent à des valeurs normales.

On peut, si on le désire, au lieu d'utiliser la pression d'air régnant dans le ventilateur, faire plutôt usage du régulateur pour fournir l'énergie nécessaire au changement de calage de la soupape, le même appareil pouvant également être utilisé pour commander la soupape d'admission ou la soupape d'échappement, ou encore ces deux soupapes, ou bien une soupape auxiliaire séparée si on le désire.

Dans le moteur représenté sur la fig. 4, moteur qui fonctionne suivant le cycle Beau de Rochas. 30 désigne un cylindre et 31 le piston. La culasse 32 comporte un orifice d'admission 33 et un orifice d'échappement 34 pratiqués dans cette culasse. Le conduit d'admission est contrôlé par une soupape d'admission 36 et l'orifice d'échappement par une soupape d'échappement 37. Le moteur comporte un collecteur 39 en communication avec le conduit d'admission 33 et un compresseur ou ventilateur 40 de tout type convenable comprime l'air et l'envoie dans un refroidisseur d'air 41. Dans un moteur de ce type, une bougie d'allumage par étincelle ou autre dispositif d'allumage 43 est prévu dans le fond de cylindre et on peut amener du combustible soit dans le conduit d'admission 33, au moyen d'un injecteur ou autre dispositif convenable d'admission de combustible 44 ou bien on peut admettre le combustible directement dans le cylindre par injecteur de combustible 45. Sur les fig. 5 et 6, on utilise les mêmes lettres que celles utilisées sur la fig. 2 pour délimiter les différentes phases, et les lettres utilisées sur le diagramme pressions-volumes représentées sur la fig. 7 sont les mêmes que celles qui sont utilisées sur la fig. 3 pour indiquer des conditions similaires :

- a désigne l'ouverture d'admission;
- b, la fermeture de l'échappement;
- c, la fermeture de l'admission;

d, l'ouverture de l'échappement.

L'arc c-e correspond à la détente et l'arc e-f à la compression.

Dans le moteur fonctionnant suivant le cycle Beau de Rochas à allumage par étincelles le taux de compression ou rapport volumétrique est limité par le fait que le combustible, qui est ordinairement de l'essence, est susceptible de s'enflammer spontanément. La température d'inflammation spontanée et la vitesse d'inflammation de l'essence s'expriment en nombre d'octane. Les combustibles ayant un nombre d'octane élevé ont des températures d'inflammation plus élevées et des vitesses d'inflammation plus lentes que les combustibles à bas nombre d'octane.

Par conséquent, si on augmente le nombre d'octane on peut employer des rapports volumétriques plus élevés et une puissance plus grande par unité de volume.

La température qui règne à la fin de la compression dans un moteur à combustion interne augmente en fonction du rapport volumétrique suivant la formule $T_2 = T_1 \times (V_1/V_2)^{\gamma-1}$, formule déjà mentionnée plus haut. Il est actuellement de pratique courante de contrôler T_2 en choisissant le rapport volumétrique V_1/V_2 . Ainsi, si l'on choisit un combustible ayant un nombre d'octane plus faible, ce qui aurait pour résultat de créer dans un moteur donné des phénomènes de préallumage et de détonation, ces conditions se trouvent corrigées par abaissement du rapport volumétrique V_1/V_2 jusqu'à ce qu'il se produise une réduction de la température T_2 jusqu'à une valeur pour laquelle le combustible à bas nombre d'octane ne produit pas de phénomènes de préallumage ou de détonation.

Un examen de la formule montre qu'on peut également réduire la température de compression T_2 en diminuant T_1 , température régnant au début de la phase de compression, valeur qu'on peut calculer pour un ensemble de conditions quelconque, et on démontre que cette température T_1 est égale à la somme de la température de la charge admise dans le collecteur d'admission T_{m1} , de l'élévation de température due au contact avec les surfaces chaudes du cylindre au cours de la course d'admission, t_{ch} , et de l'élévation de température due au mélange avec les gaz résiduels restant dans l'espace mort à la fin de la course d'échappement précédente, t_{rh} . Ainsi, $T_1 = T_{m1} + t_{ch} + t_{rh}$. Dans un moteur fonctionnant sans compresseur, c'est-à-dire prenant l'air nécessaire directement dans l'atmosphère, et dans lequel la pression régnant dans le collecteur d'admission est à la pression atmosphérique ou à une valeur très voisine, il n'y a pas d'ordinaire intérêt à réduire T_{m1} par refroidissement, parce que cette température est basse.

t_{ch} est déterminé par la conception du système de refroidissement du moteur et t_{rh} est déterminé par le volume de l'espace mort et la température des gaz résiduels.

Les dispositions qui ont été décrites comportent des moyens d'évacuation des gaz résiduels dans un moteur dans lequel la pression de compression initiale est comprise entre toute valeur prédéterminée ou désirée quelconque et zéro. Conformément à la présente invention, il est également prévu d'utiliser des moyens pour abaisser la température de l'air admis avant son entrée dans le cylindre. Cet abaissement de température peut être obtenu lorsque le compresseur travaille sous haute pression et à haute température, de sorte que les moyens prévus pour abaisser la température initiale de compression T_1 de manière que cette température soit inférieure d'une quantité désirée quelconque à la température à laquelle l'air est admis dans le collecteur d'admission créent un nouveau cycle de fonctionnement de moteur dans lequel la course qui suit la course d'échappement devient une course d'admission et de détente.

Si on applique la présente invention à un cycle ne comportant pas de phase de balayage, on peut admettre le combustible au moyen d'un injecteur 44 (fig. 4), car l'angle a-b (fig. 5) correspond à des parties de phases successives partiellement concomitantes est si faible ou (nul) qu'aucune partie de mélange air-combustible ne peut s'échapper du collecteur 33 vers l'orifice d'échappement 34. Le compresseur 40 fournit de l'air sous pression qui passe à travers un refroidisseur d'air 41, gagne le collecteur 39, et se rend de là au cylindre 30, lorsque la soupape 36 est ouverte. Au point c, la soupape d'admission 36 se ferme et la pression dans le cylindre diminue suivant une détente polytropique de c à e, pour atteindre une pression P_1 qui est la pression initiale de compression pour la course e-f.

La température T_1 régnant au début de la course de compression sera égale à

$$T_1 = (T_{m1} + T_{ch} + T_{rh}) = X(P_1/P_2)^{1/\gamma}$$

L'abaissement de la température T_1 , obtenu grâce à l'application des dispositions objet de l'invention, apparaît mieux sur un exemple. Si un moteur fonctionnant avec un rapport volumétrique de 6/1 est alimenté par compresseur de la manière classique, la température régnant dans le collecteur sera de 54,4 °C environ (en admettant que la température d'admission dans le ventilateur est de 32,2 °C environ).

A pleine charge, la température des gaz résiduels étant d'environ 704 °C, l'élévation de température T_{rh} est de 41,7 °C environ, et l'éléva-

tion de température du cylindre T_{ch} , de $44,4^{\circ}\text{C}$ environ. Ainsi, $T_1 = 54,4 + 41,7 + 44,4 = 140,5$ environ, en degrés centigrades (414°C abs. environ).

Par contre, si on adopte le cycle conforme à la présente invention, la pression effective à la sortie du ventilateur se trouve portée à, par exemple, $1,054$ hpz environ (P2). Si l'air admis dans le ventilateur est à une température de $32,2^{\circ}\text{C}$ environ, la température à la sortie du ventilateur devient alors $104,4^{\circ}\text{C}$ environ. Cette température pourrait être abaissée à $48,9^{\circ}\text{C}$ environ, dans le refroidisseur 41 placé dans le collecteur d'admission. La température au point e (fig. 5) serait alors d'environ $48,8 + 41,6 + 44,6 = 135$, en degrés centigrades (408°C abs environ). Par suite de la détente de la pression effective, de $1,054$ hpz environ à $0,215$ hpz, cette température tombe à :

$$(135^{\circ}\text{C} + 273^{\circ}\text{C}) \times \frac{(17,7)^{0,283}}{(29,4)} = 353^{\circ}\text{C}$$

Ceci correspond à un abaissement de température de 393°C abs, en compressant l'air suivant la méthode classique, à 80°C , quand on applique le cycle conforme à la présente invention.

Avec un coefficient polytropique de 1,35, les températures régnant à la fin de la phase de compression seraient de 504°C et 593°C respectivement.

Par conséquent, quand on applique le cycle conforme à la présente invention, on peut utiliser dans un moteur un combustible ayant un nombre d'octane plus bas. On bien, en d'autres termes, si on utilise du combustible qui convient pour un fonctionnement à une température de compression de 504°C , on peut, dans le moteur appliquant le cycle de fonctionnement conforme à l'invention, élever le rapport volumétrique jusqu'à 8,5/1.

Cette augmentation du rapport volumétrique entraîne une réduction de l'apport de chaleur t_{ch} fourni par les gaz résiduels de $24,4^{\circ}\text{C}$ à $8,9^{\circ}\text{C}$, par suite de la réduction du volume de l'espace mort, le rendement thermique étant également augmenté de 51 à 58 %.

L'exemple donné ci-dessus montre le perfectionnement atteint quand on utilise le cycle conforme à la présente invention sans balayage. On obtient un perfectionnement encore plus poussé lorsque les phases d'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement (fig. 6) empiètent partiellement l'une sur l'autre, et si l'on admet suffisamment d'air par la soupape 36 pendant cette période pour chasser les gaz résiduels par l'orifice d'échappement 34. Par ce moyen, on diminue T_1 d'une valeur égale à l'élévation de chaleur t_{ch} fournie par les gaz résiduels, ce qui

dans l'exemple susmentionné réduit T_1 , de 85°C , sans balayage, à 49°C avec balayage. Pour éviter la perte de combustible, le système de balayage exige que le combustible soit injecté soit dans le collecteur d'admission par l'injecteur 44 (fig. 4) ou directement dans le cylindre par l'injecteur 45, après le point h du diagramme représenté sur la fig. 6.

Un avantage supplémentaire, qui peut être obtenu grâce à l'application des dispositions conformes à la présente invention réside dans le fait qu'on peut augmenter considérablement la charge imposée au moteur sans augmenter la température moyenne du cycle. Si la température moyenne du cycle, T_m d'un moteur fonctionnant sous un faible rapport volumétrique et pour lequel la température $T_1 = 385^{\circ}\text{C}$ est, à pleine charge, de 615°C , le rapport $T_m/T_1 = 2,2$. Si, par application du refroidissement par expansion conforme à la présente invention, on réduit la température T_1 à 85°C le rapport T_m/T_1 , correspondant à la température moyenne du cycle à pleine charge de 871°C , serait de 2,48; et, à la température 615°C , la pression effective moyenne serait augmentée de 37 %.

Si dans ce moteur, fonctionnant par exemple avec un rapport volumétrique de 5,5, on balaye les gaz se trouvant dans l'espace mort, il en résulte une réduction de la température de T_1 , de $47,2^{\circ}\text{C}$ environ. En combinant les effets du refroidissement et du balayage, on obtiendrait alors une température $T_1 = 293,3^{\circ}\text{C}$ et un rapport $T_m/T_1 = 2,857$ pour une température moyenne du cycle de 615°C . Il en résulterait une augmentation d'environ 70 % de la pression effective moyenne.

C'est un fait bien connu que les températures élevées posent un grand problème dans le fonctionnement des moteurs à essence suivant le cycle Beau de Rochas de conception moderne. C'est ainsi qu'il n'est pas possible de brûler la totalité de l'air contenu dans le cylindre sans faire appel à des moyens dispendieux tels que l'enrichissement du mélange ou l'injection d'eau.

L'application, conformément à la présente invention, d'une détente provoquée par refroidissement permet de réduire d'une façon pratique la température moyenne du cycle, comme le prouvent les exemples ci-dessus, de manière à réaliser une température désirée quelconque en utilisant un milieu réfrigérant tel que de l'eau ou de l'air atmosphérique, quelle que soit la température à laquelle on peut se procurer ces éléments.

La fig. 8 représente un diagramme pressions-volumes d'un moteur Diesel de type classique avec compresseur, ce diagramme étant délimité par la courbe en traits pleins et couvert d'

hachures en traits pleins. P est la pression fournie par le compresseur, P_0 , la contre-pression d'échappement, et P_{at} correspond à la pression atmosphérique. Le tracé en traits pleins de la fig. 9 représente les températures correspondant à un moteur Diesel classique pendant la course d'admission, la course de compression et la course combinant l'admission et la détente, T_{m1} représentant la température d'admission; ce diagramme des pressions et des températures peut représenter la charge maximum que peut entraîner un moteur donné sans dépasser la température admissible maximum. On voit que la température s'élève d'autant plus que la compression est poussée plus loin et que la charge est augmentée.

Sur la fig. 8 l'accroissement de l'aire comprise à l'intérieur du diagramme pressions-volumes obtenu quand on fait fonctionner le moteur conformément à l'invention est représenté par les lignes interrompues. Sur la fig. 9, les températures correspondantes pour le même moteur fonctionnant conformément à l'invention sont représentées également en lignes interrompues. Grâce à l'application des dispositifs conformes à la présente invention, un cylindre donné peut être soumis à une charge plus forte à un niveau plus bas de température des gaz, ou sans excéder le niveau de température existant dans le moteur, si son alimentation en air comprimé est assurée suivant la méthode classique. Ceci apparaît sur la fig. 9 où la température d'admission est représentée par T_{m1} comme dans le moteur classique. Toutefois, alors que dans ce dernier on conserve la même température T_0 au commencement de la course de compression, dans le cycle perfectionné conforme à la présente invention, la charge introduite dans le cylindre se détend polytropiquement d'une pression P_0 à une pression P_1 à la fin de la course d'admission, et il en résulte une réduction de la température de la charge qui tombe de T_{m1} à T_1 , conformément aux lois précises de la thermo-dynamique. Cette réduction de la température de compression initiale abaisse la température de la phase de compression ainsi que la température régnant à la fin de la combustion effectuée sous volume constant à la pression P_2 . On voit, par conséquent, que la partie terminale du diagramme P-V peut être prolongée du point C_1 au point C_2 sans dépasser pour cela les températures maximum imposées au gaz dans le cycle classique pour lequel la fin de phase a été retardée, ce qu'on obtient en admettant une plus grande quantité de combustible et qui produit, pour le diagramme P-V, une pression effective moyenne plus grande. Par conséquent, une puissance plus grande se trouve engendrée de ce fait.

Les divers éléments principaux du cycle conforme à la présente invention se retrouvent sur le graphique constituant la fig. 11. Les lignes *av* et *rt* tracées sur le cercle orienté (flèche) correspondant respectivement aux positions d'avance et de retard de la soupape d'admission. Les courbes ont les significations suivantes :

I indique l'allure de la chute de températures dans le cylindre; II celle de la variation de l'angle d'ouverture de la soupape d'admission; III celle de la variation de la pression d'air dans le collecteur d'admission; la partie IIIa ainsi que la courbe IV correspondant à la pression de l'air dans le cylindre au commencement de la course de compression. L'angle de fermeture de la soupape d'admission est mesuré sur le vilebrequin, la distance angulaire étant prise en degrés comptés de 0 à 60° avant le point mort, et de 0 à 20° après le point mort.

Sur les fig. 13 et suivantes, qui se rapportent à un moteur fonctionnant à deux temps, est représenté un moteur à deux temps du type à balayage à équicourant. Le piston 101 est monté dans le cylindre 102 de manière à s'y déplacer suivant un mouvement alternatif. Dans la position représentée sur la figure ce piston se trouve à son point mort bas, les orifices 103 amenant l'air de balayage et de surcompression étant découverts par le piston de sorte que l'air venant de la chambre circulaire de balayage 104 peut s'écouler dans le cylindre dans la région située au-dessus du piston. La culasse comporte une ou plusieurs soupapes d'échappement 105 par lesquelles les gaz d'échappement peuvent s'échapper dans le conduit d'échappement 106. Le mécanisme actionnant les soupapes est représenté schématiquement. Il suffit de dire que ce mécanisme actionné par le vilebrequin du moteur ouvre et ferme les soupapes d'échappement. Lorsque ces soupapes d'échappement se trouvent ouvertes peu avant que le piston atteigne le point mort bas au cours de la course motrice ou de détente, il se produit une chute de pression dans le cylindre. Les gaz d'échappement passant à travers l'orifice 106 lorsque le piston termine sa course descendante en découvrant les orifices 103, l'air de balayage qui se trouve à une pression plus élevée que la pression d'échappement régnant dans le conduit 106, pénètre à grande vitesse dans le cylindre, et monte dans ce dernier pour chasser les produits de la combustion hors du cylindre. Quand le piston s'élève pour fermer les orifices 103 on arrête l'alimentation en air de balayage. Le piston continue son mouvement pour expulser les gaz d'échappement par les soupapes d'échappement jusqu'à leur fermeture. En ce point du cycle, et comme le piston s'est déjà déplacé vers le haut de manière à occu-

per une position au-delà des orifices de balayage pour fermer ces derniers le stade final de la phase de compression commence.

La présente invention a tout d'abord pour objet de contrôler le moment auquel commence cette phase de compression finale.

Le compresseur 107 peut être entraîné par un moteur séparé ou par le vilebrequin du moteur, suivant le cas. Il admet de l'air suivant la direction indiquée par la flèche et l'envoie par le conduit 15 au côté aspiration du compresseur 108 constituant le deuxième étage de compression. Ce compresseur 108 est entraîné par la turbine à gaz 109. La turbine à gaz 109 est entraînée par les gaz d'échappement sortant du cylindre par le conduit 106 et les évacue à l'atmosphère par l'orifice de sortie 110.

Un échangeur de température refroidisseur 111 est placé entre le compresseur 108 et le conduit 112. Le conduit 112 communique avec la chambre circulaire de balayage 104 de telle sorte que l'air de balayage se trouve comprimé dans le premier étage de compression, ensuite dans le deuxième étage, ce qui élève la pression ainsi que la température; il est ensuite refroidi dans le réfrigérateur intermédiaire et c'est cet air de balayage fortement comprimé et refroidi qui est fourni au cylindre.

De façon générale, cette disposition est classique. Il est usuel de prévoir des moyens convenables pour réaliser dans la canalisation d'admission d'air une pression de balayage plus élevée que la pression d'échappement et les turbo-compresseurs entraînés par la pression d'échappement sont connus depuis longtemps et il en est de même du réfrigérateur intermédiaire. Le point important est qu'il existe une limite thermique à la pression de balayage et lorsque la pression de balayage dépasse un certain point, les températures, dans les conditions normales de fonctionnement, atteignent une valeur trop élevée. C'est pourquoi, conformément à la présente invention, le calage des soupapes d'échappement est réalisé de telle sorte qu'au lieu de faire commencer la compression au moment où les orifices de balayage sont fermés par le piston, cette phase de compression est retardée et n'a lieu que seulement pendant une partie de la course ascendante du piston. Par exemple, la compression ne commence qu'à partir du moment où le piston atteint la ligne pointillée 116 indiquée sur la fig. 13. Il suffit simplement pour cela de caler convenablement les soupapes d'échappement.

Dans ces conditions la compression commence en 116, point de la course du piston plus élevé qu'à l'ordinaire, et on ne laisse pas monter la pression entre le moment où les orifices 103 sont fermés et celui où on atteint le point 116, les

gaz se trouvant dans le cylindre étant évacués vers l'échappement et cela à une vitesse telle que le déplacement du piston a pour résultat de les chasser sans augmenter toutefois la pression dans le cylindre. Pour en être certain, on doit déterminer la section offerte au passage des gaz au moment de la levée des soupapes, et caler ces dernières de telle sorte que la pression ne s'abaisse pas jusqu'à celle régnant dans la canalisation d'échappement. Cette pression doit de préférence rester égale à la pression de balayage ou de surcompression jusqu'au moment où la compression commence.

Sur la fig. 14 est représenté un appareil qui maintient dans l'espace mort la température nécessaire lorsque la température et la pression de l'air fourni par le turbo-compresseur diminuent en même temps que la charge appliquée au moteur. L'air venant du compresseur 108 traverse une soupape 125 dont on peut faire varier la position pour diriger l'air de manière à lui faire traverser le refroidisseur d'air 126 ou le réchauffeur 127 ou bien encore de manière à diviser le courant d'air afin qu'une partie traverse le refroidisseur et une autre le réchauffeur et cela dans les proportions nécessaires à l'obtention de la température désirée pour l'air pénétrant dans le cylindre.

Bien qu'on puisse obtenir la même variation de température en utilisant un échangeur de température unique dans lequel on élèverait ou on abaisserait la température de l'agent de refroidissement de manière à réchauffer ou à refroidir l'air de surcompression, un dispositif de ce genre fonctionnerait avec un retard considérable et la température de l'air ne suivrait pas rapidement les variations de la charge appliquée au moteur.

En utilisant les deux échangeurs de température représentés, le refroidisseur d'air dispose d'un agent réfrigérant en quantité et à température constantes qui assure le refroidissement imposé quand il est traversé à pleine charge par la totalité de l'air. Le réchauffeur dispose d'un agent réchauffant en quantité et à température constantes assurant le chauffage imposé quand il est traversé par la totalité de l'air lors de la marche à vide. Ce système fonctionne pratiquement sans retard et aussi rapidement qu'on peut faire fonctionner la soupape.

Dans ces conditions, le commencement de la compression d'un cylindre peut être placé au même point de la course de compression pour toutes les charges imposées au moteur. La pression et, par conséquent, la masse de la quantité d'air se trouvant dans l'espace mort à la fin de la course de compression varieront proportionnellement à la pression absolue de l'air de sur-

compression. Toutefois, l'air est fourni en abondance par rapport à la quantité réduite de combustible qui tombe pour la marche à vide à environ 1/5 de la quantité fournie à pleine charge, alors, que pour la marche à vide, la masse d'air fournie est d'environ la moitié de celle fournie à pleine charge.

Le dispositif représenté sur la fig. 19 indique une méthode convenable pour commander les soupapes d'échappement de manière à faire varier ou contrôler le moment de la fermeture, en accord avec la pression d'air de balayage.

Bien qu'on ait surtout envisagé le maintien à un niveau constant de la compression de la pression et des températures, il est très probable qu'il sera nécessaire d'augmenter la température lorsque diminuera la charge imposée au moteur. Peut-être, quand, à pleine charge, l'air est refroidi à 43 °C environ, il peut être nécessaire de le réchauffer à 60 °C environ ou plus pour la marche à vide afin de compenser la perte thermique plus élevée quand on comprime de l'air de densité plus faible. Le seul fait de détourner l'air de manière à lui éviter de traverser le refroidisseur, peut ne pas être suffisant, car, lorsque la température de l'air ambiant est basse, l'air fourni par le compresseur entraîné par le moteur peut être à la température de 10 à 15 °C. Le réchauffeur d'air peut être alimenté en eau chaude provenant du système de refroidissement du moteur mais pour le démarrage à froid une source supplémentaire de chaleur peut être nécessaire. Il n'y a rien d'anormal à chauffer les chemises d'eau du moteur avant démarrage par temps froid, ceci ne pose donc pas de problème nouveau ou exceptionnel.

La fig. 19 montre un mécanisme de commande de soupape d'échappement 105. L'arbre à cames 131 est entraîné par le vilebrequin du moteur et il comporte une came d'ouverture de soupape 132 et une commande de fermeture 133. Le galet 134 coopère avec la came 132 sur laquelle il est maintenu en position par des bras 136 d'un levier oscillant sur un arbre-pivot 137. La tige-poussoir 138 est fixée au bras 139 du levier de commande de soupape par un axe 140. Le bras 139 oscille sur un tourillon 141 faisant corps avec le levier 142 qui lui-même peut osciller librement sur un tourillon 143 prévu sur un support fixe 144. Les galets 135 qui pour son fonctionnement s'appuie sur la came 133 est supporté dans le bras de levier 145 qui oscille sur un axe 146 d'une manivelle 147. L'extrémité extérieure du bras 145 porte un goujon 148 auquel est fixée la tige-poussoir 149. L'extrémité supérieure de la tige-poussoir 149 est reliée au levier 142 par l'axe 150.

Sur la fig. 21, la ligne *a* indique la position

angulaire du vilebrequin pour laquelle le côté 151 de la came 132 correspond à l'ouverture de la soupape commence à déplacer le galet 134 vers le haut pour ouvrir la soupape 105 à l'extrémité de la course de détente du piston 101. Le tourillon 141 du levier 142 se trouve dans sa position la plus basse indiquée par la ligne J-K alors que les galets 135 se trouvent au sommet de la partie concentrique de la came 133.

L'axe 146 étant monté sur le flasque de vilebrequin 147 dans la position moyenne représentée, le mouvement de rotation de l'arbre à cames 131 oblige le galet 135 à tomber sur la partie neutre de la came 133 lorsque la ligne *m* est verticale. Ce mouvement élève le tourillon 141 du levier 142 jusqu'à une position indiquée par la ligne *h-l*. L'extrémité des leviers 139 qui commande la soupape se trouve alors soulevée en un mouvement qui l'éloigne de l'extrémité de la soupape 105 en provoquant la fermeture de cette dernière par le ressort 153.

Dans la position moyenne, telle que représentée la soupape 105 se ferme au point *c* (fig. 21). Cette position est la position moyenne de la manivelle 147. En faisant tourner la manivelle 147, on peut faire avancer l'axe 146 jusqu'à la position *p* ce qui oblige la soupape 105 à se fermer au point *d* position pour laquelle le piston ferme l'orifice de balayage 103. Cette position correspond à la marche à vide et au rapport volumétrique maximum de 31,6, comme représenté sur la fig. 18. Si l'on retarde le mouvement de la manivelle 147 pour placer l'axe 146 dans la position *r* on oblige la soupape 105 à se fermer plus tard, au point *f* (fig. 21). C'est la position correspondant au retard maximum de la manivelle 147.

Lorsque le galet 135 se trouve à nouveau soulevé par la partie inclinée 156 de la came 133, le galet 134 se déplace vers le bas à la même vitesse en suivant la pente descendante 154 de la came 132. La soupape 105 reste ainsi fermée pour s'ouvrir à nouveau lorsque la partie inclinée 151 de la came 132 soulève le galet 134.

On peut régler la position de la manivelle 147 à l'aide d'un levier séparé commandé à la main, ou bien ce levier peut être associé au dispositif contrôlant la quantité de combustible de manière à fonctionner en même temps que ce dernier. La manivelle 147 peut également être commandée automatiquement pour faire varier l'angle de fermeture de la soupape 105 en fonction de la pression de l'air servant au balayage et à la sur-compression par le compresseur.

RÉSUMÉ

La présente invention a pour objet le produit industriel nouveau que constitue un moteur à

combustion interne caractérisé par les points suivants pris isolément ou en combinaison :

1° Des moyens asservis automatiquement aux variations de fonctionnement du moteur permettant de modifier le taux de compression;

2° Le dispositif susvisé est susceptible de modifier le moment de fermeture d'une soupape d'admission;

3° Le moteur a un dispositif servant à comprimer de l'air de suralimentation pour le fournir au moteur, ce moteur ayant une soupape d'admission susceptible de contrôler ou d'agir sur l'écoulement de l'air, ce dispositif étant susceptible de faire varier automatiquement le calage de cette soupape en fonction des variations de la charge afin de faire varier la quantité d'air fourni au moteur;

4° Le moteur comporte un dispositif séparé asservi à la température des gaz d'échappement pour agir séparément sur la menée d'air au moteur;

5° Le moteur comporte des soupapes d'échappement et d'admission et un dispositif d'injection de combustible, un turbo-ventilateur entraîné par les gaz d'échappement venant du moteur, les moyens automatiquement asservis précités étant susceptibles d'agir sur le fonctionnement des soupapes pour faire varier le taux de compression en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

6° Le moteur comporte un cylindre, un piston et un compresseur de suralimentation, les moyens automatiquement asservis précités étant susceptibles de contrôler des soupapes associées au cylindre pour faire varier le taux de compression en fonction des modifications des conditions de fonctionnement du moteur;

7° Le moteur comporte une soupape d'admission placée dans une canalisation d'air entre le compresseur et le cylindre, les moyens automatiquement asservis précités étant susceptibles de faire varier le moment de fermeture de la soupape d'admission de sorte qu'on peut faire varier le refroidissement interne dû à la détente produite dans le cylindre en fonction des modifications des conditions de fonctionnement du moteur;

8° Les moyens servant à contrôler le fonctionnement des soupapes sont susceptibles d'obliger le piston à réduire la pression et la température de l'air se trouvant dans le cylindre pendant la course d'admission, ces moyens de contrôle comportant un dispositif pour obliger le piston à élever ensuite la température et la pression de l'air jusqu'au point d'allumage du combustible ainsi qu'un dispositif pour faire varier la température de l'air se trouvant dans le cylindre en

fonction des variations de la charge supportée par le moteur avant que cet air soit comprimé;

9° Le moteur comprend un piston et un dispositif pour alimenter un cylindre en combustible, un dispositif pour alimenter le cylindre en air sous une pression supérieure à la pression atmosphérique, et il est caractérisé par un dispositif servant à refroidir cet air avant qu'il atteigne le cylindre, un dispositif pour réduire la pression de l'air se trouvant dans le cylindre et pour le comprimer ensuite dans le cylindre, et un dispositif pour faire varier l'effet produit par le dispositif réfrigérant en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

10° Le moteur comporte un dispositif pour faire varier le volume et la pression de l'air fourni au cylindre en fonction des variations de la température des gaz d'échappement;

11° Un moteur à combustion interne comprenant un piston monté de manière à pouvoir se déplacer dans un cylindre suivant un mouvement alternatif, un dispositif pour alimenter un cylindre en combustible, des soupapes d'admission et d'échappement susceptibles de s'ouvrir et de se fermer en fonction du déplacement du piston, ce moteur étant caractérisé par : un dispositif actionné par les gaz d'échappement venant du moteur pour comprimer de l'air destiné à la suralimentation, un dispositif pour refroidir l'air comprimé et l'amener à la soupape d'admission, et un dispositif actionné automatiquement en fonction des variations de la charge supportée par le moteur pour modifier le moment de fermeture de la soupape d'admission;

12° Le moteur comporte des moyens actionnés automatiquement en fonction de la pression de l'air amené à la soupape d'admission pour modifier le moment de fermeture de la soupape d'admission;

13° La soupape d'admission est susceptible, à pleine charge, de se fermer en un point du cycle du moteur avant la fin de la course d'aspiration du piston;

14° Le moteur comporte un dispositif actionné automatiquement en fonction des variations de la charge supportée par le moteur pour augmenter la durée d'ouverture de la soupape d'admission au fur et à mesure de l'accroissement de la charge;

15° Le moteur comporte un dispositif actionné automatiquement lorsque la pression de l'air d'alimentation diminue pour augmenter la durée d'ouverture de la soupape d'admission;

16° Un moteur à combustion interne comprenant au moins un cylindre et un dispositif à piston pour fournir sous pression de l'air de balayage à un orifice de balayage, ce moteur étant caractérisé par : un dispositif pour refroidir

dir cet air avant qu'il atteigne l'orifice de balayage, un dispositif pour ouvrir et fermer l'orifice de balayage en un point déterminé du cycle du moteur, et un dispositif pour faire varier le moment de fermeture d'un orifice d'échappement en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

17° Le dispositif servant à fournir de l'air de balayage est susceptible de varier en accord avec les variations de la charge supportée par le moteur;

18° Le dispositif commandant la fermeture de l'orifice d'échappement est susceptible de varier en accord avec les variations de la pression de l'air de balayage;

19° Le moteur comporte un compresseur d'air entraîné par une turbine entraînée elle-même par les gaz d'échappement du moteur, une canalisation reliant la sortie du compresseur d'air aux orifices de balayage, ce moteur étant caractérisé par le fait que la canalisation comprend un appareil refroidisseur d'air et un appareil réchauffeur d'air, tous deux en parallèle et comporte un dispositif pour faire varier la section offerte au passage de l'air dans chacun d'eux;

20° Le dispositif mentionné sous 19° fait varier la proportion de l'air passant par le refroidisseur et par le réchauffeur en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

21° Le moteur comporte un dispositif additionnel associé au compresseur entraîné par turbine pour comprimer l'air de balayage;

22° Un moteur à combustion interne comportant : un cylindre, un piston, des orifices d'admission et d'échappement, un dispositif pour amener du combustible au moteur et un dispositif pour contrôler les positions relatives du piston et des orifices de manière que le cycle de fonctionnement du moteur comprenne des phases d'admission, de compression, d'effet moteur et d'échappement, ce moteur étant caractérisé par des moyens servant à utiliser les gaz d'échappement du moteur pour comprimer de l'air de balayage, des moyens pour refroidir l'air comprimé et pour contrôler son admission dans le cylindre de telle sorte qu'à pleine charge, on admet de l'air de balayage dans le cylindre pendant une partie seulement à la phase d'admission et, au fur et à mesure que la pression de l'air de balayage diminue, la partie de la phase d'admission pendant laquelle l'air entre dans le moteur augmente;

23° Un moteur à combustion interne du type à auto-allumage, comprenant un cylindre comportant des orifices d'admission et d'échappement, des moyens pour ouvrir et fermer les orifices et pour comprimer et détendre des gaz dans le cylindre et des moyens pour injecter du com-

bustible dans le cylindre, un turbo-ventilateur entraîné par des gaz d'échappement provenant du cylindre et susceptible d'amener au cylindre de l'air sous une pression supérieure à la pression atmosphérique, ce moteur étant caractérisé par un dispositif pour refroidir l'air avant qu'il atteigne le cylindre, et un dispositif pour faire varier la quantité d'air admise au cylindre en fonction des variations dans la quantité d'air débitée par le turbo-compresseur.

La présente invention a également pour objet un nouveau procédé d'utilisation du combustible dans un moteur à combustion interne du type à auto-allumage suivant lequel l'air refroidi et amené au moteur est précomprimé, ce procédé étant caractérisé par les points suivants considérés isolément et en combinaison :

24° On fait varier le taux de compression en fonction des variations de la charge supportée par le moteur, on comprime l'air se trouvant dans le moteur jusqu'à une température suffisante pour enflammer le combustible, on injecte du combustible pour obtenir sa combustion dans le cylindre et on évacue ensuite les produits de combustion en provenance du cylindre et on fait varier la température de l'air se trouvant dans le cylindre, avant qu'il soit comprimé, en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

25° On réduit la pression et la température de l'air se trouvant dans le moteur avant que cet air soit comprimé dans ce dernier;

26° On fait varier la quantité et la pression de l'air précomprimé en fonction de la température des produits de combustion évacués du moteur;

27° Le cycle de fonctionnement comportant des phases d'admission et de compression, on utilise les gaz d'échappement du moteur pour comprimer l'air de suralimentation, on refroidit l'air comprimé et on l'amène au moteur pendant une partie de la phase d'admission et on fait varier la quantité d'air de suralimentation fourni au moteur en sens inverse des variations de la charge supportée par le moteur de sorte qu'au fur et à mesure que la charge diminue la quantité d'air de suralimentation comprimé dans le moteur pendant la course de compression augmente;

28° On refroidit l'air comprimé et, dans les conditions de pleine charge, on l'amène à un cylindre par un orifice d'admission durant une partie seulement d'une course d'admission du piston et on augmente la partie de cette course pendant laquelle on admet l'air de suralimentation dans la mesure où diminue la pression de l'air de suralimentation fourni au cylindre;

29° On refroidit l'air comprimé et on admet l'air comprimé refroidi au moteur, on comprime alors

cet air dans le moteur et on brûle ensuite du combustible en présence de l'air comprimé, on détend alors les produits de la combustion et on les évacue sous forme de gaz d'échappement en répétant le cycle et en faisant varier le temps pendant lequel on admet de l'air comprimé au moteur en fonction des variations de pression produites dans l'air comprimé par les gaz d'échappement, en faisant varier l'étendue de la partie du cycle pendant laquelle a lieu l'admission de l'air comprimé au moteur en fonction des variations de pression de l'air comprimé par les gaz d'échappement, et en faisant varier la quantité d'air comprimé admise au moteur en fonction des variations de pression communiquées à cet air comprimé par les gaz d'échappement;

30° Dans le cas d'un moteur à quatre temps à auto-allumage dans lequel on précomprime l'air à une pression supérieure à la pression atmosphérique, où on refroidit l'air précomprimé et où on l'oblige à pénétrer dans une chambre ou enceinte de combustion à volume variable, on augmente le volume de la chambre indépendamment de la pression qui y règne tout en continuant à y injecter de l'air précomprimé refroidi, on amène alors une quantité fixée à l'avance de l'air précomprimé dans cette chambre, on pousse plus encore le refroidissement de cet air en continuant à augmenter le volume de la chambre de combustion indépendamment de la pression qui y règne, tout en évitant l'admission d'air complémentaire quelconque, on réduit alors le volume de la chambre au minimum pour chauffer l'air qui y est contenu, on injecte du combustible dans l'air chauffé, on fait brûler le combustible pour augmenter la pression dans la chambre de combustion, on augmente le volume de la chambre dans la mesure où cette pression augmente, on évacue les produits de combustion en provenance de cette chambre tout en diminuant le volume de cette dernière indépendamment de la pression qui y règne, et ensuite le cycle se reproduit;

31° Au cours de l'injection d'air précomprimé refroidi dans l'enceinte précitée, on laisse échapper de cette enceinte une partie de l'air précomprimé tandis qu'une quantité fixée à l'avance de l'air précomprimé est maintenue dans cette enceinte;

32° Dans le cas d'un moteur à combustion interne fonctionnant suivant un cycle à deux temps, on fait varier la quantité d'air de balayage amenée sous pression au cylindre du moteur en fonction des variations de température des gaz d'échappement, on fait varier la température de l'air de balayage avant son entrée dans le cylindre du moteur en fonction des variations de la charge supportée par le moteur, on fournit au cylindre l'air comprimé servant au balayage à la fin de la course motrice et au commencement de la course de compression qui suit, on interrompt l'alimentation d'air de balayage au cylindre tout en tenant constante la pression dans le cylindre pendant une partie notable de la course de compression, et on comprime ensuite l'air dans le cylindre;

33° L'air de balayage est refroidi avant son entrée dans le cylindre;

34° On fait varier la température de l'air comprimé servant au balayage en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

35° On fait varier la température de l'air comprimé servant au balayage de telle manière que la température de l'air s'abaisse au fur et à mesure que la charge augmente et vice versa;

36° On fait varier le moment auquel la compression commence en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

37° On fait varier le point de la course de compression auquel cette compression commence et on fait varier également la température de l'air de balayage.

RALPH MILLER.

Par procuration :

D.-A. CASALONGA.

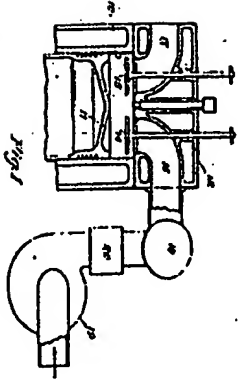


Fig. 1



Fig. 2

Fig. 2
a - Outer rim
b - Inner rim
c - Hub
d - Spoke
e - Bolt
f - Nut
g - Washer
h - Seal
i - Gasket
j - O-ring
k - Spring
l - Pin
m - Rivet
n - Screw
o - Bolt
p - Nut
q - Washer
r - Seal
s - Gasket
t - O-ring
u - Spring
v - Pin
w - Rivet
x - Screw
y - Bolt
z - Nut

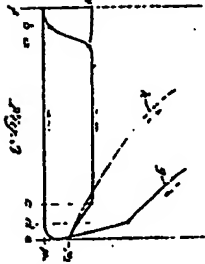


Fig. 3

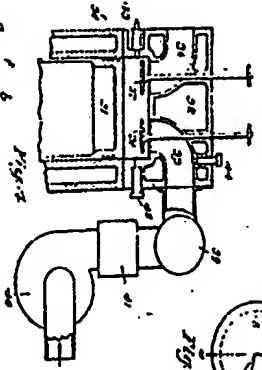


Fig. 4



Fig. 5

Fig. 5
a - Outer rim
b - Inner rim
c - Hub
d - Spoke
e - Bolt
f - Nut
g - Washer
h - Seal
i - Gasket
j - O-ring
k - Spring
l - Pin
m - Rivet
n - Screw
o - Bolt
p - Nut
q - Washer
r - Seal
s - Gasket
t - O-ring
u - Spring
v - Pin
w - Rivet
x - Screw
y - Bolt
z - Nut

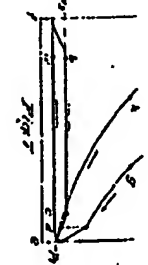


Fig. 6

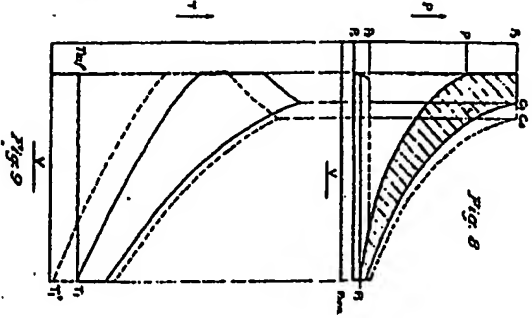
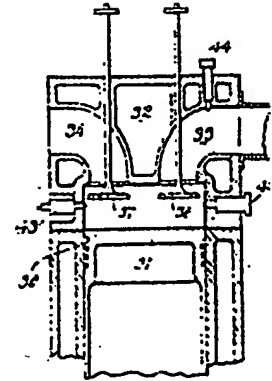
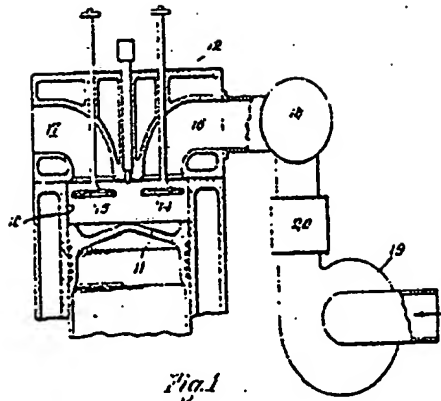
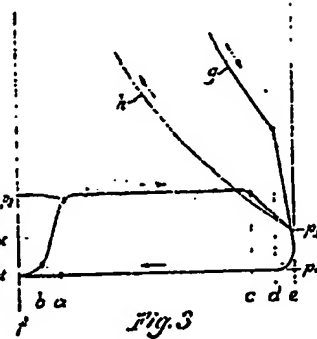


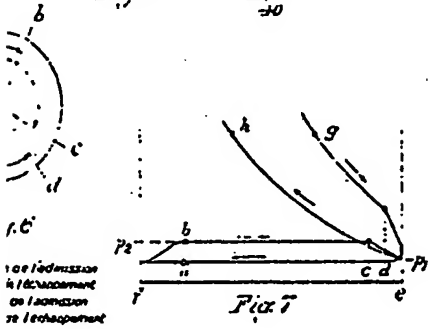
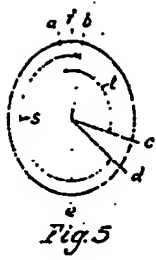
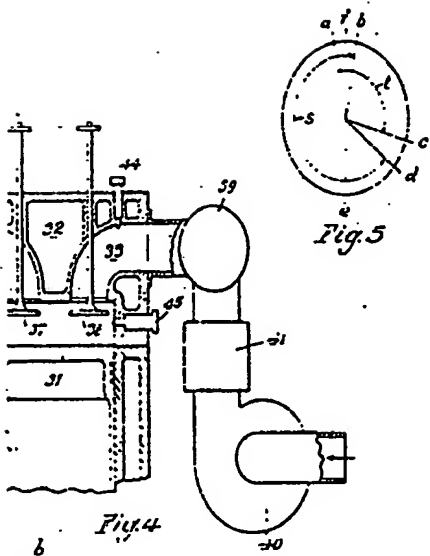
Fig. 7



- a - Ouverture de l'admission
- b - Fermeture de l'échappement
- c - Fermeture de l'admission
- d - Ouverture de l'échappement
- c-e : Détente
- e-f : Compression



- a - Ouverture de l'admission
- b - Fermeture de l'échappement
- c - Fermeture de l'admission
- d - Ouverture de l'échappement
- c-e : Détente
- e-f : Compression
- f-d : Course motrice
- d-a : Course d'échappement
- a-b : Période de dosage



100 l'admission
101 l'échappement
102 l'admission
103 l'échappement

104 l'admission
105 l'échappement
106 l'admission
107 l'échappement

Fig. 6

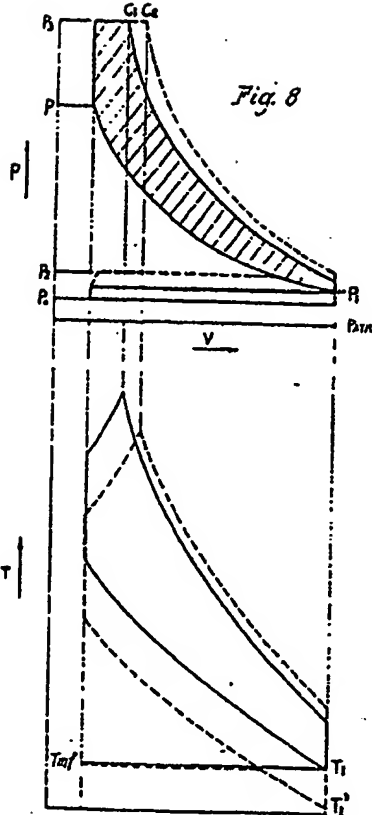


Fig. 8

Fig. 9

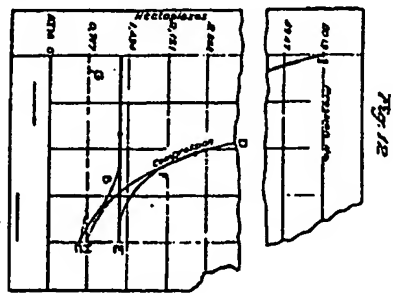
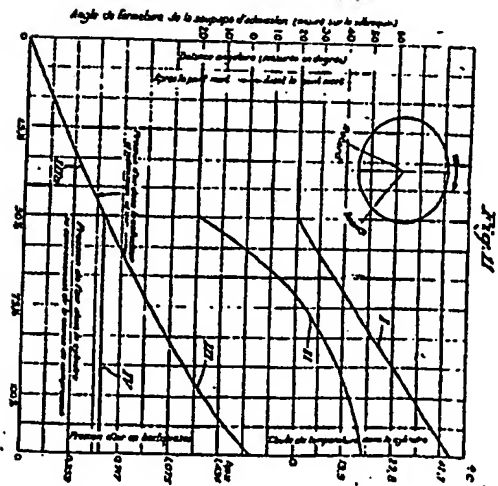
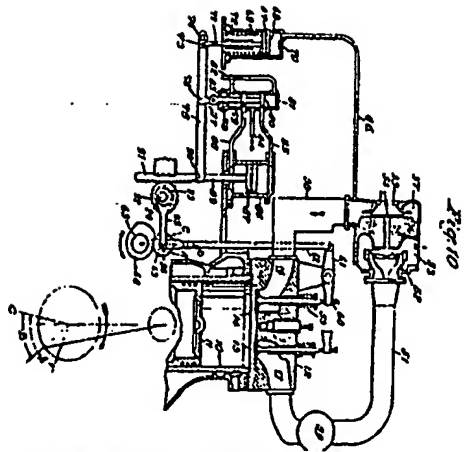
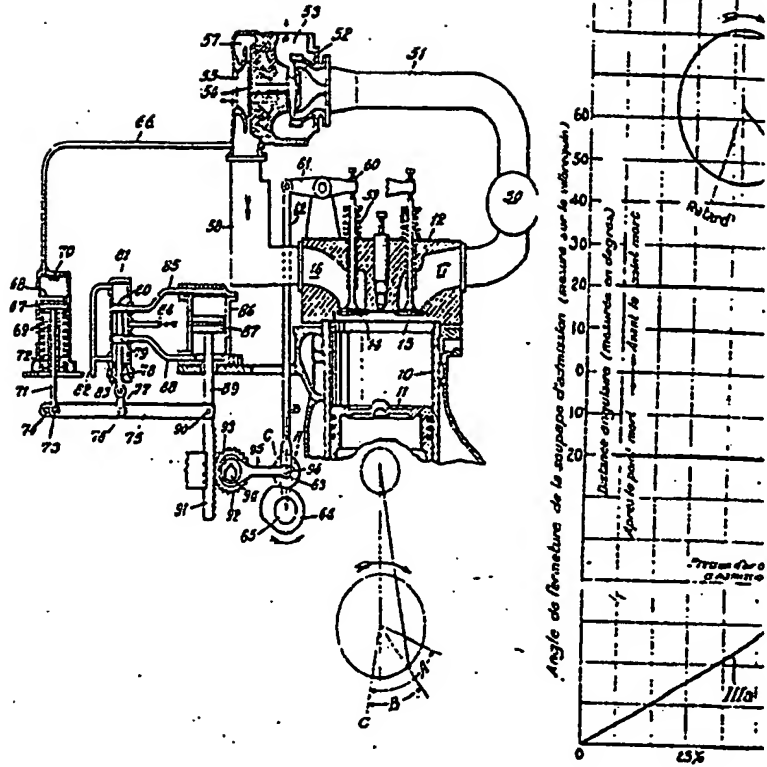
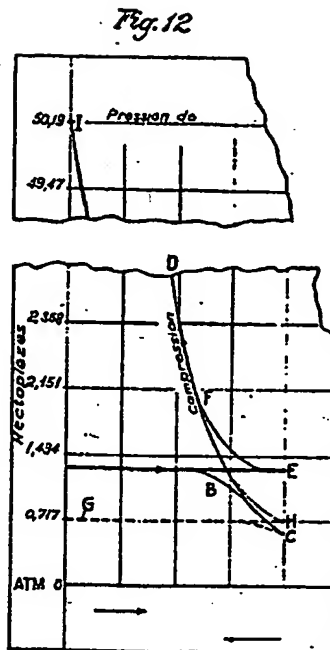
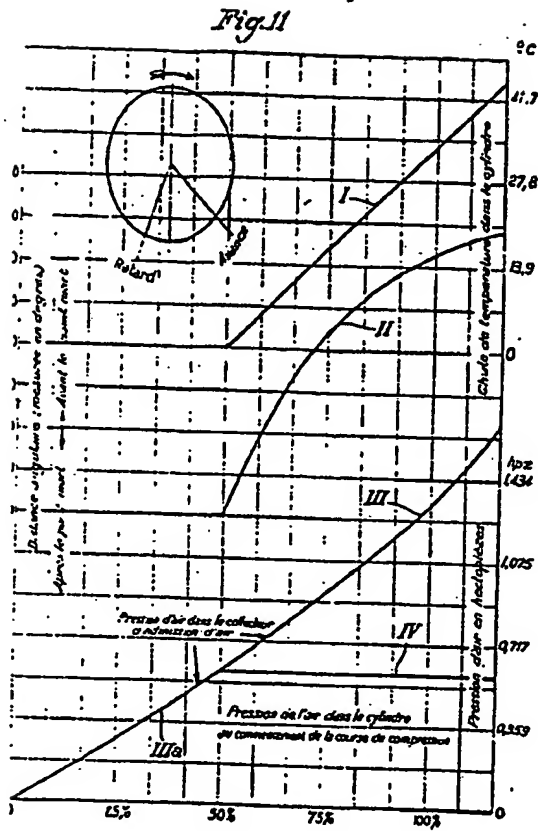
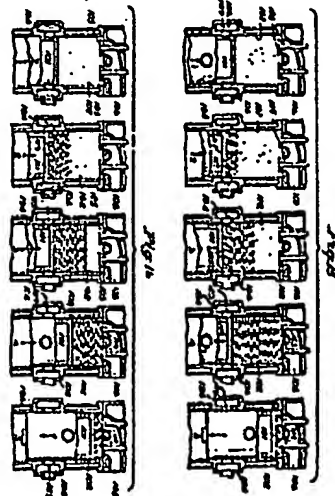
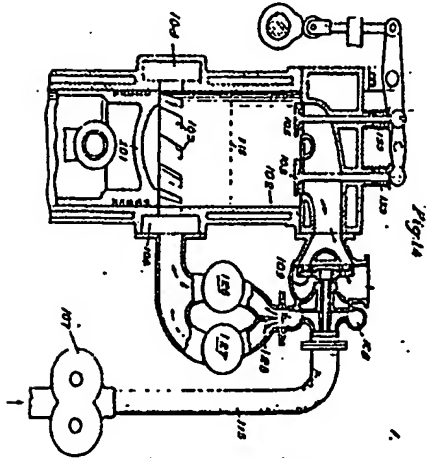
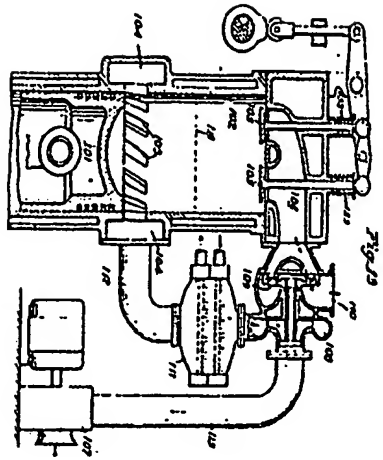


Fig. 10







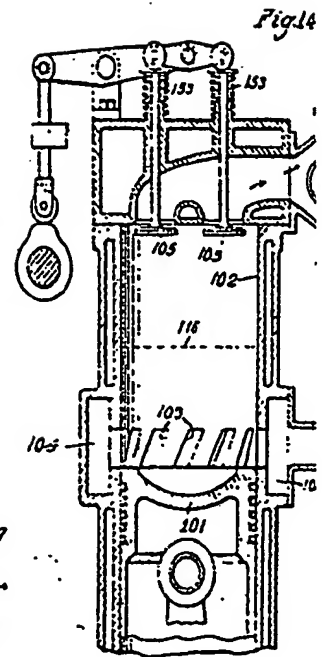
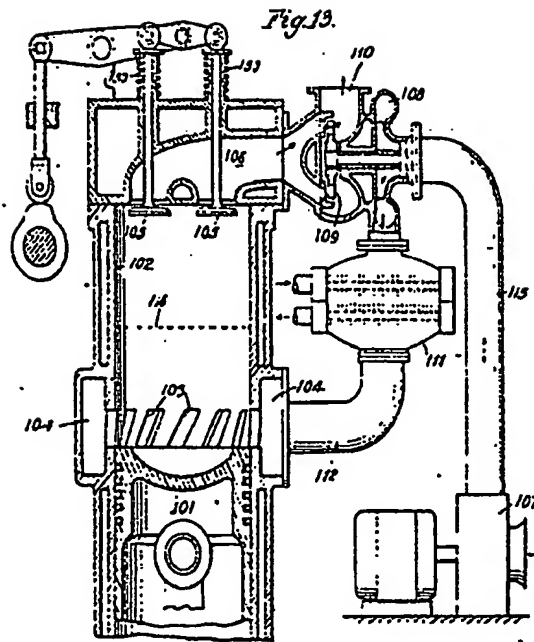


Fig. 14

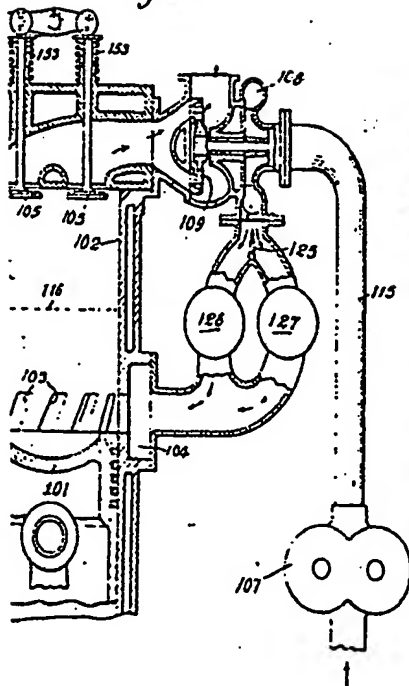


Fig. 15

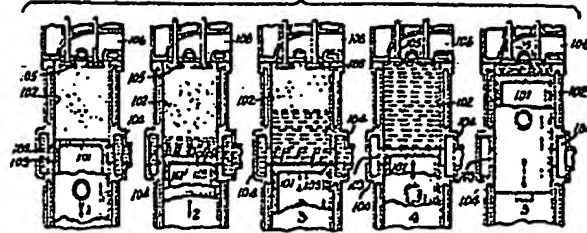
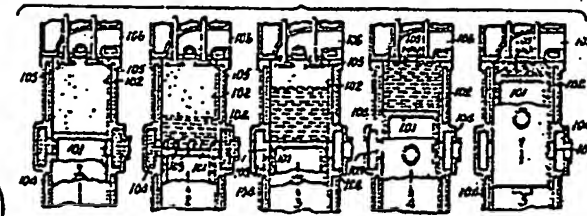


Fig. 16



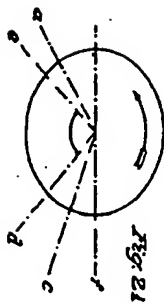
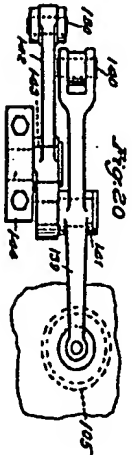
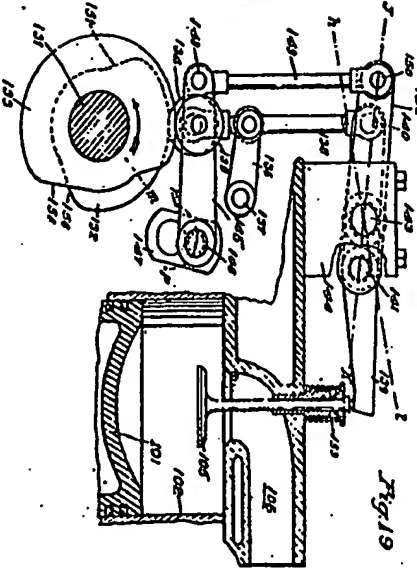
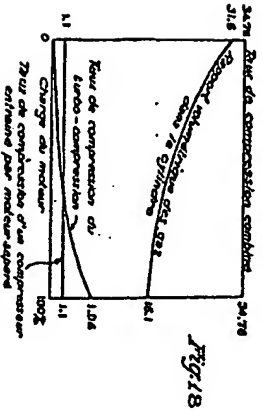
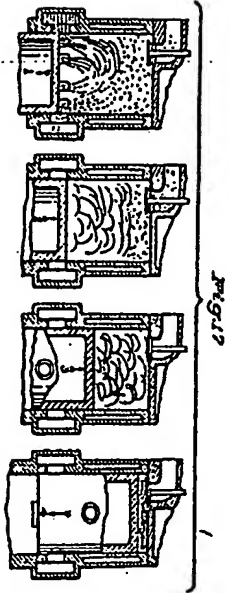
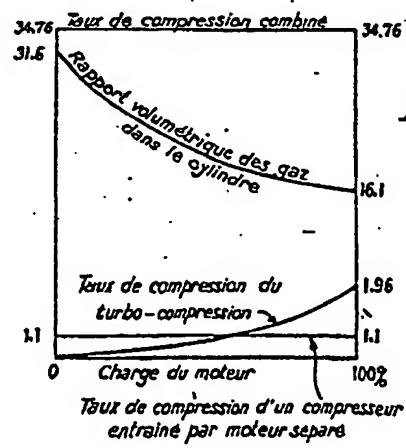
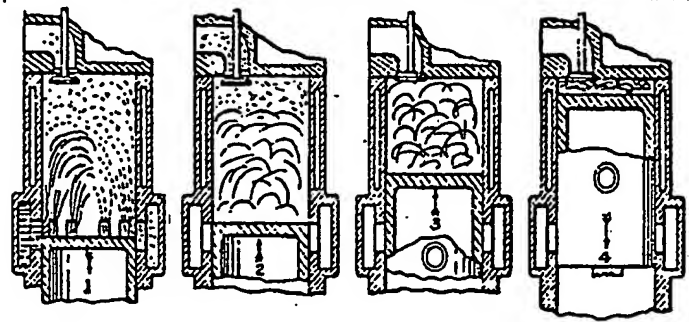


Fig. 17



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.